

## (12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
17. Juni 2004 (17.06.2004)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2004/051067 A1**

(51) Internationale Patentklassifikation<sup>7</sup>: **F02D 41/40**, 41/00, 35/02

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2003/003244

(22) Internationales Anmeldedatum: 29. September 2003 (29.09.2003)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität: 102 56 474.4 3. Dezember 2002 (03.12.2002) DE

(71) Anmelder (*für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US*): **SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT [DE/DE]**; Wittelsbacherplatz 2, 80333 München (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (*nur für US*): **BEER, Johannes [DE/DE]**; Obere Bachgasse 16, 93047 Regensburg (DE). **ZHANG, Hong [CN/DE]**; Spitzweg Str. 16, 93105 Tegernheim (DE).

(74) Gemeinsamer Vertreter: **SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT**; Postfach 22 16 34, 80506 München (DE).

(81) Bestimmungsstaat (*national*): US.

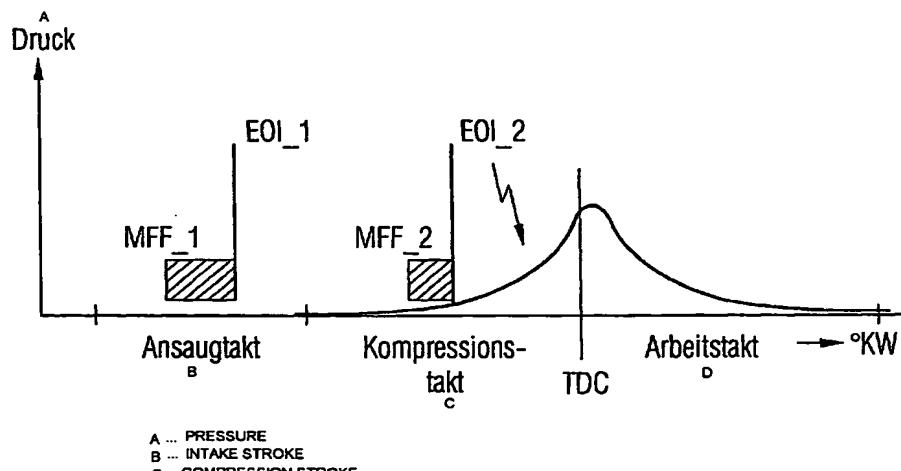
(84) Bestimmungsstaaten (*regional*): europäisches Patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

Veröffentlicht:  
— mit internationalem Recherchenbericht

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: METHOD FOR CONTROLLING AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE OPERATING WITH DIRECT FUEL INJECTION

(54) Bezeichnung: VERFAHREN ZUM STEUERN EINER MIT KRAFTSTOFFDIREKTEINSPRITZUNG ARBEITENDEN BRENNKRAFTMASCHINE



(57) Abstract: Disclosed is a method, according to which the air fed to the combustion chambers of an internal combustion engine (10) is precompressed by means of a boosting device (25, 26), particularly an exhaust gas turbocharger. The valve overlap of the gas exchange valves of the internal combustion engine is adjusted by variably displacing the camshaft (31). The quantity of fuel to be injected (MFF), which is required for homogeneously operating the internal combustion engine, is determined and injected directly into the combustion chambers of the internal combustion engine, the total quantity of fuel to be injected (MFF) being divided into two partial quantities (MFF 1, MFF 2). A first partial quantity (MFF 1) is injected into the intake stroke while a second partial quantity (MFF 2) is injected into the compression stroke. The ratio at which the two partial quantities (MFF 1, MFF 2) are divided is defined according to the load range of the internal combustion engine.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2004/051067 A1



*Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.*

---

**(57) Zusammenfassung:** Die den Brennräumen der Brennkraftmaschine (10) zugeführte Luft wird mittels einer Aufladevorrichtung (25, 26), insbesondere mittels eines Abgasturboladers vorverdichtet. Mittels einer variablen Nockenwellenverstellung (31) wird die Ventilüberschneidung der Gaswechselventile der Brennkraftmaschine eingestellt. Die zu einem homogenen Betrieb der Brennkraftmaschine benötigte Kraftstoffeinspritzmenge (MFF) wird ermittelt und direkt in die Brennräume der Brennkraftmaschine eingespritzt wird, wobei diese gesamte Kraftstoffeinspritzmenge (MFF) in zwei Teilmengen (MFF 1, MFF 2) aufgeteilt wird. Eine erste Teilmenge (MFF 1) wird in den Ansaugtakt und eine zweite Teilmenge (MFF 2) in den Kompressionstakt eingespritzt. Das Aufteilungsverhältnis zwischen den beiden Teilmengen (MFF 1, MFF 2) wird abhängig von dem Lastbereich der Brennkraftmaschine festgelegt.

## Beschreibung

Verfahren zum Steuern einer mit Kraftstoffdirekteinspritzung arbeitenden Brennkraftmaschine

5

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Steuern einer mit einer Aufladevorrichtung versehenen und mit Kraftstoffdirekteinspritzung arbeitenden Brennkraftmaschine.

10 Brennkraftmaschinen mit Direkteinspritzung (DI, direct injection) beinhalten ein großes Potential zur Reduktion des Kraftstoffverbrauches bei relativ geringem Schadstoffausstoß. Im Gegensatz zur Saugrohreinspritzung wird bei einer Direkteinspritzung Kraftstoff mit hohem Druck direkt in die  
15 Verbrennungsräume der Brennkraftmaschine eingespritzt.

Hierzu sind Einspritzsysteme mit zentralem Druckspeicher (Common-Rail) bekannt. In solchen Common-Rail-Systemen wird mittels einer Hochdruckpumpe ein vom elektronischen Steuergert 20 der Brennkraftmaschine über Drucksensor und Druckregler geregelter Kraftstoffdruck in der Verteilerleiste (Common-Rail) aufgebaut, der weitgehend unabhängig von Drehzahl und Einspritzmenge zur Verfugung steht. Über einen elektrisch ansteuerbaren Injektor wird der Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt. Dieser erhält seine Signale von dem Steuergert. Durch die funktionelle Trennung von Druckerzeugung und  
25 Einspritzung kann der Einspritzdruck unabhängig vom aktuellen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine weitgehend frei gewählt werden.

30

Es ist bekannt, zur Leistungs- und Drehmomentsteigerung von Brennkraftmaschinen eine Aufladeeinrichtung vorzusehen, welche die Ladungsmenge durch Vorverdichtung vergrößert. Dabei fördert ein Lader die Frischluft in den Zylinder der Brennkraftmaschine. Bei der mechanischen Aufladung wird der Verdichter direkt von der Brennkraftmaschine angetrieben (z.B. Kompressoraufkladung), während bei einer Abgasturboaufkladung

eine mit dem Abgas der Brennkraftmaschine beaufschlagte Turbine (Abgasturbine) einen im Ansaugtrakt der Brennkraftmaschine liegenden Verdichter antreibt.

5 Moderne Brennkraftmaschinen weisen zur Senkung der Ladungswechselverluste variable Ventiltriebe mit ein- und mehrstufiger oder stufenloser Variabilität auf. Die variable Ventilsteuerung der Ein- und Auslassventile bietet die Möglichkeit die Ventilsteuerzeiten innerhalb der physikalischen

10 Grenzen des vorhandenen Aktuatorprinzips (mechanisches System, hydraulisches Systemen, elektrisches Systemen, pneumatisches System oder eine Kombination der genannten Systeme) mehr oder weniger frei einzustellen. Dadurch können Verbrauchseinsparungen, niedrigere Rohemissionen und ein höheres Drehmoment erreicht werden.

15

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren anzugeben, mit dem die Betriebsweise einer mit Aufladung betriebenen und mit Kraftstoffdirekteinspritzung arbeitenden, 20 einen variablen Ventiltrieb aufweisenden Brennkraftmaschine verbessert werden kann.

Diese Aufgabe wird durch ein Verfahren gelöst, wie es in Anspruch 1 definiert ist.

25 Vorteilhafte Weiterführungen des erfindungsgemäßen Verfahrens bilden den Gegenstand der Unteransprüche.

Gemäß dem erfindungsgemäßen Verfahren wird die den Brennräumen der Brennkraftmaschine zugeführte Luft mittels einer Aufladevorrichtung (25, 26) vorverdichtet und mittels einer variablen Nockenwellenverstellung die Ventilüberschneidung der Gaswechselventile der Brennkraftmaschine eingestellt. Die zu einem homogenen Betrieb ( $\lambda$  = 1 Betrieb) der Brennkraftmaschine benötigte Kraftstoffeinspritzmenge wird ermittelt und direkt in die Brennräume der Brennkraftmaschine eingespritzt wird, wobei diese Kraftstoffeinspritzmenge in zwei

Teilmengen aufgeteilt wird. Eine erste Teilmenge wird in den Ansaugtakt und eine zweite Teilmenge in den Kompressionstakt eingespritzt. Das Aufteilungsverhältnis zwischen den beiden Teilmengen wird abhängig von dem Lastbereich der Brennkraftmaschine festgelegt.

Bei einem mit homogenen Gemisch betriebenen Ottomotor mit Kraftstoffdirekteinspritzung, im folgenden vereinfacht als DI- Ottomotor bezeichnet, kann über eine Aufteilung der Gesamt-Kraftstoffeinspritzmenge, - jeweils eine Teileinspritzung in den Ansaug- und Kompressionstakt-, die erzielbare Leistung sowie der Kraftstoffverbrauch positiv beeinflusst werden.

Die in den Kompressionstakt abgesetzte zweite Einspritzmenge entzieht dem Gemisch Verdampfungswärme, was über eine Verminderung der Ladungstemperatur zum Zündzeitpunkt die maximale Verbrennungstemperatur und dadurch auch die Tendenz zur klopfenden Verbrennung vermindert. Auf diese Weise kann der Zündwinkel in Bereiche eines höheren motorischen Wirkungsgrades in „Richtung früh“ verstellt werden.

Eine aufgeladene, mit homogenem Gemisch ( $\lambda = 1$ ) betriebene DI-Brennkraftmaschine bietet zudem im volllastnahen Betrieb die Möglichkeit, Frischluft direkt in den Abgastrakt zu spülen. Voraussetzung dazu sind ein positives Druckgefälle zwischen Ein- und Auslassseite zum Zeitpunkt des Ladungswechsel OT (Oberer Totpunkt) sowie eine ausreichende Ventilüberschneidung zwischen Auslass- u. Einlassventil.

Durch die direkte Einspritzung von Kraftstoff in den Brennraum der Zylinder ist sichergestellt, dass der Beginn der Einspritzung nach dem Schließen des Auslassventils erfolgt. Es wird so nur Frischluft ohne Kraftstoff zur Abgasseite gespült.

35

Durch die zusätzliche Spülluft wird bei einem Abgasturbolader der Massenstrom durch die Turbine erhöht, wodurch sich das

transiente Verhalten u. auch die erzielbare Maximalleistung erhöht. Durch die erhöhte Turbinenleistung fördert auch der mit der Turbine gekoppelte Verdichter eine höhere Luftmenge. Die Grenze stellt dabei das sogenannte Schluckverhalten der  
5 Brennkraftmaschine dar.

Das erfindungsgemäße Verfahren wird nachfolgend anhand eines Beispiels näher erläutert. Es zeigt:

10 Fig. 1 ein stark vereinfachtes Blockschaltbild einer aufgeladenen und mit Kraftstoffdirekteinspritzung arbeitenden Brennkraftmaschine, bei der das erfindungsgemäße Verfahren angewandt wird und

15 Fig. 2 ein Diagramm für den Verlauf des Druckes im Zylinder abhängig von dem Kurbelwellenwinkel.

In Figur 1 ist in Form eines Blockschaltbildes eine aufgeladene Otto - Brennkraftmaschine 10 mit Kraftstoffdirekteinspritzung und einer ihr zugeordneten Abgasnachbehandlungsanlage gezeigt. Dabei sind nur diejenigen Komponenten dargestellt, die für das Verständnis der Erfindung notwendig sind. Insbesondere ist auf die Darstellung der Zündanlage, des Kraftstoffkreises und des Kühlkreislaufes verzichtet worden.  
25

Über einen Ansaugkanal 11 erhält die Brennkraftmaschine 10 die zur Verbrennung notwendige Frischluft. Die zugeführte Frischluft strömt durch einen Luftfilter 12, einen Luftmassenmesser 13 und einen Ladeluftkühler 14 zu einem Drosselklappenblock 15. Der Drosselklappenblock 15 beinhaltet eine Drosselklappe 16 und einen nicht dargestellten Drosselklappensensor, der ein dem Öffnungswinkel der Drosselklappe 16 entsprechendes Signal abgibt. Bei der Drosselklappe 16 handelt es sich beispielsweise um ein elektromotorisch angesteuertes Drosselorgan (E-Gas), dessen Öffnungsquerschnitt neben der Betätigung durch den Fahrer (Fahrerwunsch) abhängig vom  
30  
35

Betriebsbereich der Brennkraftmaschine über entsprechende Signale einer Steuerungseinrichtung 17 einstellbar ist. Der Luftmassenmesser 13 dient bei einer sogenannten luftmassen geführten Steuerung der Brennkraftmaschine als Lastsensor, 5 dessen Ausgangssignal MAF\_KGH zur weiteren Verarbeitung der Steuerungseinrichtung 17 zugeführt wird.

Die Brennkraftmaschine 10 weist eine Kraftstoffzumesseinrichtung 18 auf, der Kraftstoff KST unter hohem Druck zugeführt 10 wird und die eine der Zylinderanzahl der Brennkraftmaschine entsprechende Anzahl von Einspritzventilen beinhaltet, welche über entsprechende Signale von Einspritzendstufen angesteuert werden, die vorzugsweise in der elektronischen Steuerungseinrichtung 17 der Brennkraftmaschine integriert sind. Über die 15 Einspritzventile wird Kraftstoff direkt in die Zylinder der Brennkraftmaschine 10 eingespritzt. Die Einspritzventile werden dabei in vorteilhafter Weise aus einem Kraftstoffdruckspeicher (Common Rail) mit Kraftstoff versorgt. Die von einem Einspritzventil eingespritzte Kraftstoffmenge ist mit MFF bezeichnet. Ein Drucksensor 19 an der Kraftstoffzumesseinrichtung 18, erfasst den Kraftstoffdruck FUP, mit dem der Kraftstoff direkt in die Zylinder der Brennkraftmaschine eingespritzt wird. 20 25 Ausgangsseitig ist die Brennkraftmaschine 10 mit einem Abgas kanal 20 verbunden, in dem ein Abgaskatalysator 21 angeordnet ist. Dabei kann ein Dreiwege-Katalysator oder ein NOx Speicherkatalysator oder eine Kombination der beiden vorgesehen sein. Die Sensorik für die Abgasnachbehandlung beinhaltet 30 u.a. einen stromaufwärts des Abgaskatalysators 21 angeordneten Abgasmessaufnehmer in Form einer Lambdasonde 22.

Mit dem Signal  $\lambda_{Ex}$  der Lambdasonde 22 wird das Gemisch entsprechend der Sollwertvorgaben geregelt. Diese Funktion übernimmt eine an sich bekannte Lambdaregelungseinrichtung 23, 35 die vorzugsweise in die, den Betrieb der Brennkraftmaschine steuernde bzw. regelnde Steuerungseinrichtung 17 integriert

ist. Solche elektronischen Steuerungseinrichtungen 17, die in der Regel einen oder mehrere Mikroprozessoren beinhalten und die neben der Kraftstoffeinspritzung und der Zündungsregelung noch eine Vielzahl weiterer Steuer- und Regelaufgaben übernehmen, sind an sich bekannt, so dass im folgenden nur auf den im Zusammenhang mit der Erfindung relevanten Aufbau und dessen Funktionsweise eingegangen wird. Insbesondere ist die Steuerungseinrichtung 17 mit einer Speichereinrichtung 24 verbunden, in der u.a. verschiedene Kennfelder und Schwellenwerte gespeichert sind, deren Bedeutung noch erläutert wird.

Zur Erhöhung der Zylinderfüllung und damit zur Leistungssteigerung der Brennkraftmaschine 10 ist eine Aufladevorrichtung in Form eines an sich bekannten Abgasturboladers vorgesehen, dessen Turbine 25 im Abgaskanal 20 angeordnet ist und über eine strichliert dargestellte, nicht näherbezeichnete Welle mit einem Verdichter 26 im Ansaugkanal 11 in Wirkverbindung steht. Somit treiben die Abgase die Turbine 25 und diese wiederum den Verdichter 26 an. Der Verdichter übernimmt das Ansaugen und liefert der Brennkraftmaschine eine vorverdichtete Frischladung. Der stromabwärts des Verdichters 26 liegende Ladeluftkühler 14 führt die Verdichtungswärme über den Kühlmittelkreislauf der Brennkraftmaschine ab. Dadurch kann die Zylinderfüllung weiter verbessert werden. Parallel zu der Turbine 25 ist eine Umgehungsleitung (Bypassleitung) 27 vorgesehen, die über ein sogenanntes Wastegate 28 unterschiedlich weit geöffnet werden kann. Hierdurch wird ein unterschiedlich großer Teil des Massenstroms aus der Brennkraftmaschine an der Turbine 25 vorbeigeleitet, so dass der Verdichter 26 des Abgasturboladers unterschiedlich stark angetrieben wird.

Ein Temperatursensor 29 erfasst ein der Temperatur der Brennkraftmaschine entsprechendes Signal, in der Regel die Kühlmitteltemperatur TCO. Ein Drehzahlsensor 30 erfasst die Drehzahl N der Brennkraftmaschine. Beide Signale werden der Steuerungseinrichtung 17 zur weiteren Verarbeitung zugeführt.

Ein Klopfsensor 32 erfasst die charakteristischen Klopf-  
schwingung in dem Verbrennungsraum und gibt ein entsprechen-  
des Signal KNKS an eine Klopfregelungseinrichtung 33 ab, die  
5 vorzugsweise in die Steuerungseinrichtung 17 integriert ist.  
Dabei kann eine der Zylinderzahl der Brennkraftmaschine 10  
entsprechende Anzahl von KlopfSENSoren oder nur ein einziger  
Klopfsensor vorgesehen sein.

10 Ferner weist die Brennkraftmaschine 10 eine Einrichtung 31  
auf, mit deren Hilfe die Ventilüberschneidung der Einlassven-  
tile und der Auslassventile eingestellt und geändert werden  
kann. Solche variable Ventilsteuerungen können mit mechani-  
schen Systemen, hydraulischen Systemen, elektrischen Syste-  
15 men, pneumatischen Systemen oder durch eine Kombination der  
genannten Systeme realisiert werden. Dabei kann zwischen so-  
sogenannten vollvariablen (stufenlosen) Ventiltrieben und  
Systemen mit in Stufen einstellbaren Ventiltrieben unter-  
schieden werden.

20 25 Die zur Verbrennung nötige Kraftstoffeinspritzmenge MFF wird  
in herkömmlicher Weise aus einem Lastparameter, nämlich der  
angesaugten Luftmasse MAF\_KGH und der Drehzahl N berechnet  
und mehreren Korrekturen (Temperatureinfluss, Lambdaeregler,  
usw.) unterworfen.

30 Die gesamte, so ermittelte Kraftstoffeinspritzmenge MFF wird  
in zwei Einspritzvorgänge aufgeteilt. Eine erste Kraftstoff-  
menge MFF\_1 wird in den Ansaugtakt abgesetzt, wohingegen eine  
zweite Kraftstoffmenge MFF\_2 in den Kompressionstakt einge-  
bracht wird. Es gilt:  $MFF = MFF_1 + MFF_2$ .

35 Dieser Vorgang ist für einen ausgewählten Zylinder in der Fi-  
gur 2 dargestellt. Das Diagramm zeigt den Druckverlauf in ei-  
nem Zylinder einer 4-Takt-Otto-Brennkraftmaschine in Abhängig-  
keit des Kurbelwellenwinkels in °KW. Auf der Abszisse ist zu-  
sätzlich der Ansaugtakt, der Kompressionstakt und der Ar-

beitstakt eingetragen. Der Ausschiebetakt ist weggelassen. Mit den Bezugszeichen EOI\_1 ist das Ende der Einspritzung in den Ansaugtakt, mit dem Bezugszeichen EOI\_2 das Ende der Einspritzung in den Kompressionstakt bezeichnet. Der obere Totpunkt ist mit TDC (Top Dead Center) bezeichnet.

5 Die erste Kraftstoffeinspritzmenge MFF\_1 sorgt bei entsprechend gewähltem Einspritzende EOI\_1 für eine Kraftstoffverdampfung während Frischluft in den Zylinder strömt. Die zur Kraftstoffverdampfung erforderliche Wärme wird der einströmenden Luft entzogen, wodurch über eine Steigerung der Ladungsdichte der Liefergrad erhöht wird. Wird die gesamte Kraftstoffmenge MFF mit der ersten Einspritzung abgesetzt, so ergibt sich der höchste Liefergrad.

10 15 Die während des Kompressionstaktes eingebrachte Kraftstoffmenge MFF\_2 entzieht bei entsprechend angepasstem Einspritzende EOI\_2 dem sich in der Kompressionsphase befindlichen Luft-Kraftstoffgemisch Wärme durch Verdampfung. Es vermindert sich die Ladungstemperatur zum Zündzeitpunkt und dadurch auch die maximale Verbrennungstemperatur. Über eine Reduktion der maximalen Verbrennungstemperatur nimmt die Klopfneigung ab und es kann ein Zündwinkel für eine günstigere Verbrennungsschwerpunktlage (früher Zündzeitpunkt) eingestellt werden.

20 25 Eine Steigerung der Kraftstoffmenge MFF\_2, bis zu den durch Gemischaufbereitungszeiten vorgegebenen Grenzen, erhöht den Effekt der internen Ladungskühlung. Bei der Einspritzung in den Kompressionstakt stehen nur relativ kurze Gemischaufbereitungszeiten zur Verfügung. Wird hier zuviel Kraftstoff eingespritzt, so ist der Verbrennungswirkungsgrad schlecht, da der Kraftstoff nicht mehr vollständig verbrennen kann und es treten hohe CO- Emissionen und Rauchbildung auf. Die Grenzwerte hierfür werden betriebspunktabhängig durch Versuche ermittelt und in entsprechenden Kennfeldern abgelegt.

30 35 Das Aufteilungsverhältnis zwischen MFF\_1 und MFF\_2 kann so eingestellt werden, das sich Vorteile aus beiden Effekten

nutzen lassen und so eine Optimierung von Maximalleistung und Verbrauch resultieren.

Im volllastnahen Betrieb einer aufgeladenen Brennkraftmaschine bewirkt die positive Druckdifferenz zwischen Einlass- und Auslassseite (Einlass > Pauslass)- bei entsprechender Ventilüberschneidung-, dass Frischluft zur Abgasseite gespült wird. Die Spülluftmasse erhöht den Durchsatz durch die Brennkraftmaschine ohne an der Verbrennung teilzunehmen. Unter Spülen wird dabei der Effekt verstanden, dass Frischluft ohne an der Verbrennung im Zylinder teilzunehmen, durch die Brennkraftmaschine durchgeschoben wird. Es treten insbesondere folgende Vorteile für das Betriebsverhalten der Brennkraftmaschine auf:

15

Bei  $\lambda_{\text{Abgas}} = 1$  (Homogenbetrieb der Brennkraftmaschine) findet bei Spülung eine Verbrennung im Zylinder mit  $\lambda_{\text{Zylinder}} < 1$  statt. Durch die Verbrennung im Fetten wird die Klopfneigung reduziert.

20

Durch Spülen wird der Restgasanteil im Brennraum und somit die Klopfneigung vermindert. Die Minimierung des Restgasanteils ist an der Vollast von entscheidender Bedeutung um eine maximale Zylinderfüllung zu erreichen und diese Füllung auch effektiv, d.h. mit günstiger Verbrennungsschwerpunktlage umzusetzen.

Die zusätzliche Spülluftmenge erhöht den Massenstrom durch die Turbine, wodurch bei niedrigen Drehzahlen der Brennkraftmaschine sowohl das Ansprechverhalten (Vermeidung des sogenannten Turbolochs), als auch die erreichbare Vollast gesteigert werden können.

Das Verhältnis der im Zylinder verbleibenden Luftmasse zur gesamten, während eines Arbeitsspieles angesaugten Luftmasse wird als trapping efficiency TE bezeichnet:

$$TE = \frac{\text{Luftmasse Zylinder}}{\text{Gesamte angesaugte Luftmasse}} = \frac{M_{Cyl}}{M_{Cyl} + M_{Scav}} \quad (1)$$

Die gesamte angesaugte Luftmasse setzt sich zusammen aus der Luftmasse  $M_{Cyl}$ , die im Zylinder verbleibt und der SpülLuftmasse  $M_{Scav}$ , also derjenigen Luftmasse, die durch den Zylinder gespült wird. Aus dem Zusammenhang (1) folgt, dass  $TE \leq 1$  ist. Je größer die SpülLuftmasse  $M_{Scav}$  ist, desto kleiner ist der Wert für TE. D.h. der Luftmassenmesser 13 (Fig. 1) misst die gesamte Luftmasse, die insgesamt angesaugt wird, die sich dann aber aufteilt über die Trapping Efficiency TE in eine Luftmasse, die an der Verbrennung teilnimmt und in eine Luftmasse, die durch die Brennkraftmaschine durchgespült wird.

Das im Abgas mittels der Lambdasonde 22 gemessene Lambda  $\lambda_{Ex}$  stimmt, aufgrund der nicht an der Verbrennung teilnehmenden SpülLuftmasse  $M_{Scav}$ , nicht mit dem Verbrennungslambda  $\lambda_{Cyl}$  überein. Es gilt folgender Zusammenhang:

$$TE \cdot \lambda_{Ex} = \lambda_{Cyl} \quad (2)$$

Im Teillast und volllastnahen Betrieb wird das verbrauchs- und leistungsoptimale Aufteilungsverhältnis der Einspritzmengen  $MFF\_1$  zu  $MFF\_2$  sowie deren jeweiligen Werte für die Einspritzendezeitpunkte  $EOI\_1$  und  $EOI\_2$  über Kennfelder KF1, KF2 bestimmt:

$$\begin{aligned} MFF\_1 &= MFF * KF(MAF\_KGH, N) \\ MFF\_2 &= MFF - MFF\_1 \\ EOI\_1 &= EOI\_1(MAF\_KGH, N, FUP) \\ EOI\_2 &= EOI\_2(MFF\_2, N, TCO, FUP) \end{aligned} \quad (3)$$

Die während des Ansaugtaktes einzuspritzende Kraftstoffmenge  $MFF\_1$  wird durch Multiplikation der gesamten Kraftstoffmenge MFF mit einem Aufteilungsfaktor erhalten, der in Abhängigkeit von dem Wert der vom Luftmassenmesser 13 erfassten Luftmasse

MAF\_KGH und der Drehzahl N der Brennkraftmaschine aus einem Kennfeld KF ausgelesen wird. Die während des Kompressionstaktes einzuspritzende Kraftstoffmenge MFF\_2 wird durch Differenzbildung aus den Werten für MFF und MFF\_1 erhalten. Eine typische Aufteilung zwischen den einzelnen Kraftstoffmengen MFF\_1 und MFF\_2 besteht darin, dass in den Ansaugtakt 80% und in den Kompressionsstakt 20% der gesamten Kraftstoffmenge MFF eingespritzt wird.

5 10 Der Wert für den Einspritzendezeitpunkt EOI\_1 wird in Abhängigkeit von dem Wert MAF\_KGH, der Drehzahl N der Brennkraftmaschine und dem Kraftstoffdruck FUP aus einem Kennfeld KF1 ausgelesen.

15 20 Der Wert für den Einspritzendezeitpunkt EOI\_2 wird in Abhängigkeit dem Wert MFF\_2, der Drehzahl N der Brennkraftmaschine, der Kühlmitteltemperatur TCO der Brennkraftmaschine und dem Kraftstoffdruck FUP aus einem Kennfeld KF2 ausgelesen. Dies kann ein dreidimensionales Kennfeld sein, oder eine Kombination mehrerer, einzelner Kennfelder.

Wird im vollastnahen Betrieb der Brennkraftmaschine (Drosselklappe voll offen) der Luftdurchsatz mittels Spülen erhöht, so ergibt sich die Möglichkeit die Einspritzmengen-  
25 Sollwerte MFF\_1 u. MFF\_2 gemäß der eingestellten Trapping Efficiency TE vorzugeben.

Unter dem Begriff „vollastnaher Bereich“ wird der Bereich verstanden, der zwischen der Vollast bei Saugbetrieb, also  
30 der max. Druck, der bei einem reinen Saugmotor ohne Aufladung erreicht werden kann (Saugrohrdruck gleich Umgebungsdruck, 1000 hpascal) und maximaler Vollast, also der Druck, den man mittels der Aufladung erreichen kann (z.B. 2000 hpascal), liegt.

35

Die während des Ansaugtaktes einzuspritzende Kraftstoffmenge MFF\_1 wird dabei so bemessen, dass sich ein stöchiometrisches

12

Verbrennungslambda  $\lambda_{cyl}$  ergibt. Die Menge des während des Kompressionstaktes einzuspritzende Kraftstoffmenge MFF\_2 ergibt sich aus der Forderung eines stöchiometischen Abgaslambdas  $\lambda_{Ex}$ .

5

$$\begin{aligned}
 MFF\_1 &= MFF * TE^- \\
 MFF\_2 &= MFF - MFF\_1 \\
 EOI\_1 &= EOI\_1(MAF\_KGH, N, FUP) \\
 EOI\_2 &= EOI\_2(MFF\_2, N, TCO, FUP)
 \end{aligned} \tag{4}$$

Die während des Ansaugtaktes einzuspritzende Kraftstoffmenge MFF\_1 wird durch Multiplikation der gesamten Kraftstoffmenge MFF mit dem Wert für die Trapping Efficiency TE erhalten. Die während des Kompressionstaktes einzuspritzende Kraftstoffmenge MFF\_2 wird durch Differenzbildung aus den Werten für MFF und MFF\_1 erhalten.

15 Die Werte für die Einspritzendezeitpunkte EOI\_1 und EOI\_2 werden analog wie oben bereits anhand der Gleichungen (3) beschrieben aus weiteren Kennfeldern K4, K5, erhalten.

20 Während des Betriebes der Brennkraftmaschine kann sogenannte Klopfen auftreten, d.h. unkontrollierte Verbrennungen z.B. an heißen Stellen des Brennraumes. Durch klopfende Verbrennung verursachte Verbrennungsdruckschwankungen werden in der Regel durch am Kurbelgehäuse montierte Körperschallsensoren detektiert. Nach entsprechender Signalaufbereitung resultiert das 25 sogenannte Klopfsignal KNKS, welches das Klopfgeräusch eines Zylinders während eines Arbeitstaktes charakterisiert. Ausgehend von dem Klopfsignal KNKS wird, bei kloppfreier Verbrennung, ein zylinderindividueller gleitender Mittelwert über alle Arbeitstakte bestimmt. Dieser sogenannte Geräuschwert NL 30 charakterisiert den Motorgeräuschpegel eines Zylinders bei nicht klopfender Verbrennung. Durch Vergleich des momentanen Geräuschwertes KNKS mit einer aus dem Geräuschwert NL errechneten Klopfschwelle THD lässt sich erkennen, wann in einem Zylinder klopfende Verbrennung auftritt.

Die bekannten Anti-Klopfregelungsverfahren korrigieren in Abhängigkeit der Überschreitung der Klopforschwelle THD durch das Klopfsignal KNKS den Zündwinkel des betroffenen Zylinders in „Richtung spät“, womit die Klopfgefahr vermindert wird. Tritt nach einer Zündwinkelkorrektur am klopfenden Zylinder kein erneutes Klopfereignis auf, wird der Zündwinkeleingriff über einen Integrator auf Null zurückgefahren.

10 Nachteil dieser bekannten Verfahren ist eine Verlagerung des Verbrennungsschwerpunktes über den Zündwinkeleingriff in „Richtung Spät“, woraus negative Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch und die Abgastemperatur resultieren.

15 Gemäß einem Aspekt der Erfindung wird die Klopfgefahr über eine entsprechende zylinderindividuelle Aufteilung der Einspritzmengen  $MFF_{1cyl\_x}$  und  $MFF_{2cyl\_x}$  verhindert. Ausgehend von den oben beschriebenen Einspritzsollwerten wird bei beginnender klopfender Verbrennung die Kraftstoffmenge  $MFF_{2cyl\_x}$ , die 20 während des Kompressionstaktes eingespritzt wird unter entsprechender Verminderung der Kraftstoffmenge  $MFF_{1cyl\_x}$ , die in den Ansaugtakt eingespritzt wird, erhöht.

25 Die in den Kompressionstakt abgesetzte erhöhte zweite Einspritzung  $MFF_{2cyl\_x}$  führt durch die Verdampfung des Kraftstoff im Brennraum zu einer zusätzlichen inneren Ladungskühlung. Dieser Effekt senkt über die verminderte maximale Verbrennungstemperatur die Neigung zur klopfenden Verbrennung. Der Zündwinkel muss nicht nach spät verschoben werden.

30 Verbrauch und Abgastemperatur werden nicht negativ beeinflusst.

Übersteigt das Klopfsignal KNKS eines Zylinders Cyl x die Klopforschwelle THD\_1 so wird die zylinderindividuelle Kraftstoffmenge  $MFF_{1cyl\_x}$  über einen Wert  $MFF_{DEC\_1cyl\_x}$  vermindert und die zylinderindividuelle Kraftstoffmenge  $MFF_{2cyl\_x}$  erhöht. Wurden nach Überschreiten der Klopforschwelle THD\_1 die

14

ein zuspritzenden Kraftstoffmengen angepasst und wird kein erneutes Klopfergebnis erkannt, so wird der Eingriff auf das Einspritzverhältnis über einen Integrator zurückgefahrene, MFF\_DEC\_1cyl\_x wird also wieder auf 1 inkrementiert.

5

$$MFF\_DEC_{cyl\_x} = KF\_3(MAF\_KGH, N, KI)$$

$$MFF\_1_{cyl\_x} = MFF\_1 \cdot MFF\_DEC_{cyl\_x} \quad (5)$$

$$MFF\_2_{cyl\_x} = MFF - MFF\_1_{cyl\_x}$$

Der Faktor MFF\_DEC\_1cyl\_x, mit dem die zylinderindividuelle Kraftstoffmenge MFF\_1cyl\_x verringert wird, ist abhängig von der Luftmasse MAF\_KGH, der Drehzahl N der Brennkraftmaschine 10 und der Klopftintensität KI, definiert als Differenz zwischen dem Klopfsignal KNKS und der Klopfschwelle THD\_1 in einem Kennfeld KF3 abgelegt.

15 Die zylinderindividuelle Kraftstoffmenge MFF\_1cyl\_x ergibt sich dann aus der Multiplikation des Wertes für die während des Ansaugtaktes einzuspritzenden Kraftstoffmenge MFF\_1 mit dem aus dem Kennfeld ausgelesenen Faktor für die Verringerung. Die zylinderindividuelle Kraftstoffmenge MFF\_2cyl\_x wird durch Differenzbildung aus den Werten für MFF und MFF\_1cyl\_x erhalten.

20 Ist nun das Klopfergebnis so stark, dass eine Korrektur über das Einspritzverhältnis nicht ausreicht, wird ein zusätzlicher Eingriff über den Zündwinkel erforderlich. Dieser Fall tritt ein, wenn das Klopfsignal KNKS eine weitere Klopfschwelle THD\_2 überschreitet, wobei  $THD_2 > THD_1$  appliziert wird. Der zusätzliche Zündwinkeingriff erfolgt, wie oben bei der Beschreibung des zündwinkelbasierten Anti-Klopfrege- 25 lungenverfahren dargestellt.

30

Die beiden Schwellenwerte THD\_1, THD\_2 werden experimentell für die Brennkraftmaschine ermittelt und sind in der Spei- chereinrichtung 24 abgelegt.

Das erfindungsgemäße Verfahren wurde anhand einer Brennkraftmaschine erläutert, das als Aufladeeinrichtung einen Abgasturbolader aufweist. Das Verfahren ist aber unabhängig von der Art der Aufladung und ist mit jeder anderen Aufladevorrichtung wie Kompressoren, elektrische Verdichter oder eine Kombination der genannten Vorrichtungen ausführbar. Sie muss lediglich geeignet sein, auf der Saugseite einen Druck zu erzeugen, der größer ist als der Druck auf der Abgasseite, so dass ein Spülen möglich ist.

## Patentansprüche:

5 1. Verfahren zum Steuern einer Brennkraftmaschine (10), wo-  
bei

- die den Brennräumen der Brennkraftmaschine (10) zugeführte  
Luft mittels einer Aufladevorrichtung (25, 26) vorverdich-  
tet wird,

10 - mittels einer variablen Nockenwellenverstellung die Ven-  
tilüberschneidung der Gaswechselventile der Brennkraftma-  
schine eingestellt wird,

- die zu einem homogenen Betrieb der Brennkraftmaschine (10)  
benötigte Kraftstoffeinspritzmenge (MFF) ermittelt und di-  
15 rekt in die Brennräume der Brennkraftmaschine (10) einge-  
spritzt wird,

- die Kraftstoffeinspritzmenge (MFF) in zwei Teilmengen  
(MFF\_1, MFF\_2) aufgeteilt wird,

- eine erste Teilmenge (MFF\_1) in den Ansaugtakt und eine  
20 zweite Teilmenge (MFF\_2) in den Kompressionstakt einge-  
spritzt wird,

- das Aufteilungsverhältnis zwischen den beiden Teilmengen  
(MFF\_1, MFF\_2) abhängig von dem Lastbereich der Brenn-  
kraftmaschine (10) festgelegt wird.

25 2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass  
bei Teillast und im vollastnahmen Betrieb der Brennkraftma-  
schine (10) die Ventilüberschneidung derart eingestellt wird,  
dass keine Frischluft zur Abgasseite der Brennkraftmaschine  
30 gespült wird und das Aufteilungsverhältnis der beiden Teil-  
mengen (MFF\_1, MFF\_2), sowie deren Einspritzendezeitpunkte  
(EOI\_1, EOI\_2) anhand von Kennfeldern (KF) festgelegt werden.

35 3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass  
die in den Ansaugtakt einzuspritzende Kraftstoffmenge (MFF\_1)  
durch Multiplikation der gesamten Kraftstoffmenge (MFF) mit  
einem Aufteilungsfaktor erhalten wird, der in Abhängigkeit

von der Luftmasse (MAF\_KGH) und der Drehzahl (N) der Brennkraftmaschine (10) festgelegt ist.

4. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die in den Kompressionstakt einzuspritzende Kraftstoffmenge (MFF\_2) durch Differenzbildung aus den Werten für die gesamte Kraftstoffmenge (MFF) und der in den Ansaugtakt einzuspritzenden Kraftstoffmenge (MFF\_1) erhalten wird.
5. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass im volllastnahen Betrieb der Brennkraftmaschine (10) die Ventilüberschneidung derart eingestellt wird, dass Frischluft zur Abgasseite der Brennkraftmaschine gespült wird und das Aufteilungsverhältnis der beiden Teilmengen (MFF\_1, MFF\_2) über das Verhältnis (TE) der im Zylinder der Brennkraftmaschine (10) verbleibenden Luftmasse (Mcyl) zur gesamten, während eines Arbeitsspiels angesaugten Luftmasse (Mcyl + Mscav) festgelegt wird.
- 20 6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die in den Ansaugtakt einzuspritzende Kraftstoffmenge (MFF\_1) durch Multiplikation der gesamten Kraftstoffmenge mit dem Verhältnis (TE) der im Zylinder der Brennkraftmaschine (10) verbleibenden Luftmasse (Mcyl) zur gesamten, während eines Arbeitsspiels angesaugten Luftmasse (Mcyl + Mscav) erhalten wird.
- 25 7. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die in den Kompressionstaktes einzuspritzende Kraftstoffmenge (MFF\_2) durch Differenzbildung aus den Werten für die gesamte Kraftstoffmenge (MFF) und der in den Ansaugtakt einzuspritzenden Kraftstoffmenge (MFF\_1) erhalten wird.
- 30 8. Verfahren nach Anspruch 2 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Wert für den Einspritzendezeitpunkt (EOI\_1) in Abhängigkeit von der Luftmasse (MAF\_KGH), der Drehzahl (N) und dem Kraftstoffdruck (FUP) festgelegt wird.

9. Verfahren nach Anspruch 2 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Wert für den Einspritzendezeitpunkt (EOI\_2) in Abhängigkeit von der in den Kompressionstakt einzuspritzenden

5 Kraftstoffmenge (MFF\_2), der Drehzahl (N), der Kühlmitteltemperatur (TCO) der Brennkraftmaschine und dem Kraftstoffdruck (FUP) festgelegt wird.

10. 10. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass  
10 bei Auftreten von klopfender Verbrennung in einem Zylinder der Brennkraftmaschine (10) das Aufteilungsverhältnis zwischen den beiden Teilmengen (MFF\_1, MFF\_2) zylinderindividuell geändert wird.

15 11. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftstoffmenge (MFF\_2cyl\_x, ), die in den Kompressionstaktes eingespritzt wird, erhöht wird und die Kraftstoffmenge (MFF\_1cyl\_x, ) die in den Ansaugtaktes eingespritzt wird, vermindert wird.

20 12. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Luft mittels eines Abgasturboladers vorverdichtet wird.

25 13. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Luft mittels eines Kompressors vorverdichtet wird, der von der Brennkraftmaschine unmittelbar oder mittelbar angetrieben wird.

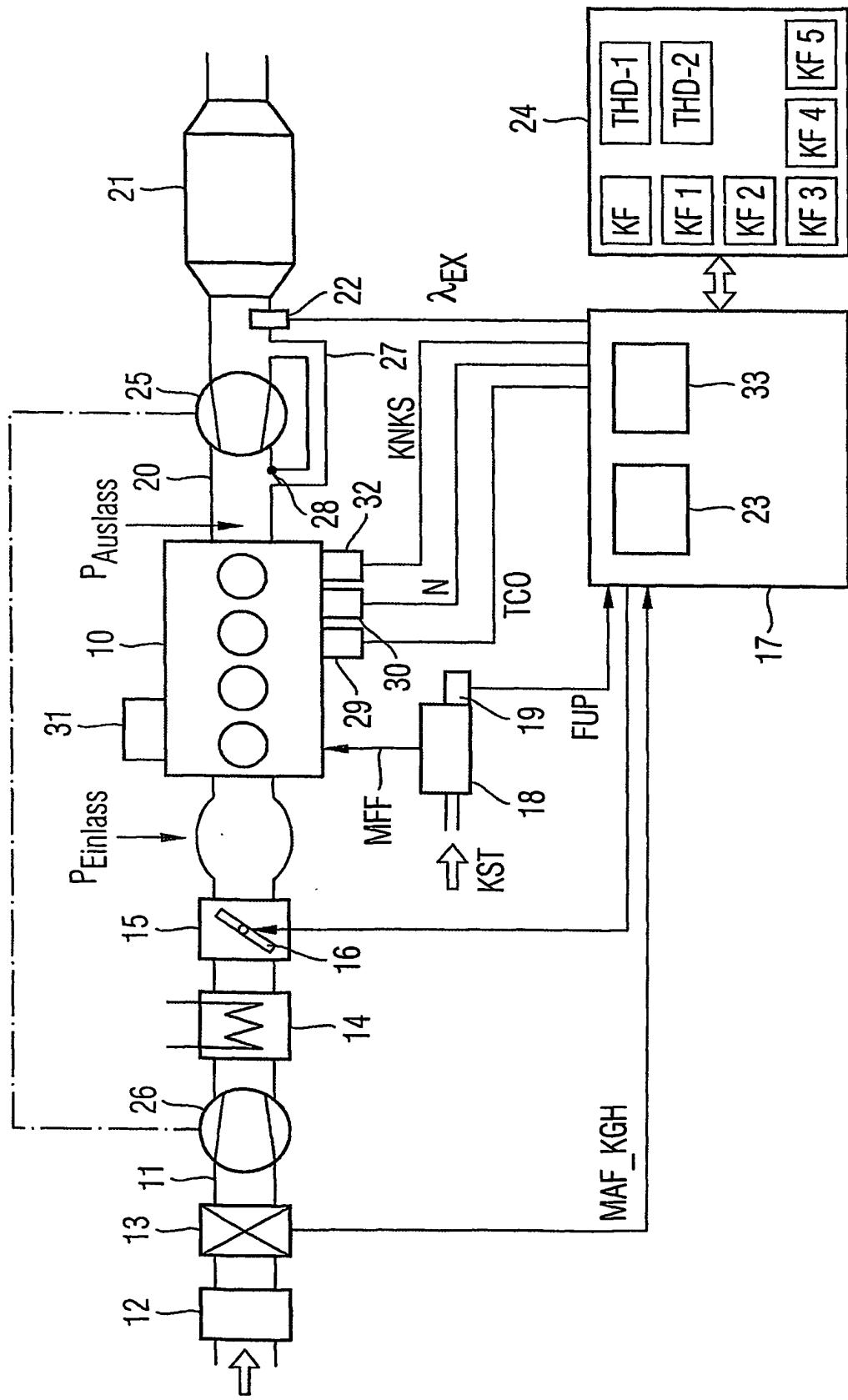
30 14. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Luft mittels eines elektrisch angetriebenen Verdichters vorverdichtet wird.

15. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Verstellung der Nockenwelle stufenlos erfolgt.

35 16. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Verstellung der Nockenwelle in Stufen erfolgt.

1/2

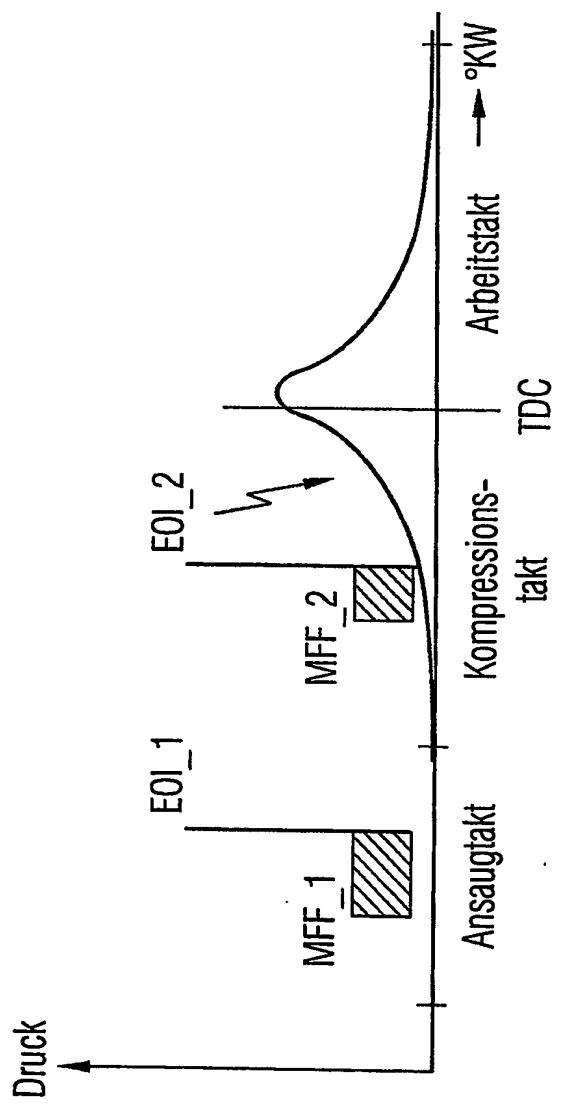
1  
FIG



2/2

FIG 2

FIG 2



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/DE 03/03244

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
 IPC 7 F02D41/40 F02D41/00 F02D35/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
 IPC 7 F02D

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 100 65 266 A (BOSCH GMBH ROBERT) 18 July 2002 (2002-07-18)	1,12-16
Y	the whole document	10,11
X	WO 00 52317 A (BOSCH GMBH ROBERT ; EDELMANN THOMAS (DE); SCHRAY BERNHARD (DE)) 8 September 2000 (2000-09-08)	1
Y	the whole document	10,11
A		5-9
X	EP 1 052 391 A (NISSAN MOTOR) 15 November 2000 (2000-11-15) the whole document	1-4
X	EP 0 539 921 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 5 May 1993 (1993-05-05)	1
A	column 4, line 48 -column 9, line 8; figures 5,9,10	2-4

 Further documents are listed in the continuation of box C. Patent family members are listed in annex.

## \* Special categories of cited documents :

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the International search

Date of mailing of the International search report

21 January 2004

02/02/2004

Name and mailing address of the ISA

Authorized officer

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
 NL - 2280 HV Rijswijk  
 Tel (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
 Fax: (+31-70) 340-3016

Aign, T

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

Information on patent family members

International application No

PCT/DE 03/03244

Patent document cited in search report	Publication date		Patent family member(s)	Publication date
DE 10065266	A	18-07-2002	DE 10065266 A1 WO 02053898 A1 EP 1350022 A1	18-07-2002 11-07-2002 08-10-2003
WO 0052317	A	08-09-2000	DE 19908729 A1 WO 0052317 A1 DE 59907944 D1 EP 1075593 A1 JP 2002538366 A US 6505603 B1	07-09-2000 08-09-2000 15-01-2004 14-02-2001 12-11-2002 14-01-2003
EP 1052391	A	15-11-2000	JP 2000320333 A JP 2001003771 A EP 1052391 A2 US 6267097 B1	21-11-2000 09-01-2001 15-11-2000 31-07-2001
EP 0539921	A	05-05-1993	JP 2917617 B2 JP 5118245 A DE 69207553 D1 DE 69207553 T2 EP 0539921 A2 US 5313920 A	12-07-1999 14-05-1993 22-02-1996 05-06-1996 05-05-1993 24-05-1994

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationaler Aktenzeichen

PCT/DE 03/03244

A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
IPK 7 F02D41/40 F02D41/00 F02D35/02

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)  
IPK 7 F02D

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 100 65 266 A (BOSCH GMBH ROBERT) 18. Juli 2002 (2002-07-18)	1,12-16
Y	das ganze Dokument	10,11
X	WO 00 52317 A (BOSCH GMBH ROBERT ;EDELMANN THOMAS (DE); SCHRAY BERNHARD (DE)) 8. September 2000 (2000-09-08)	1
Y	das ganze Dokument	10,11
A	---	5-9
X	EP 1 052 391 A (NISSAN MOTOR) 15. November 2000 (2000-11-15)	1-4
	das ganze Dokument	
X	EP 0 539 921 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 5. Mai 1993 (1993-05-05)	1
A	Spalte 4, Zeile 48 -Spalte 9, Zeile 8; Abbildungen 5,9,10	2-4
	---	

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

\*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

\*E\* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem Internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

\*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

\*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung,

eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

\*P\* Veröffentlichung, die vor dem Internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem Internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann nahelegend ist

\*&\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der Internationalen Recherche

Absendedatum des Internationalen Recherchenberichts

21. Januar 2004

02/02/2004

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Aign, T

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE 03/03244

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 10065266	A	18-07-2002	DE	10065266 A1		18-07-2002
			WO	02053898 A1		11-07-2002
			EP	1350022 A1		08-10-2003
WO 0052317	A	08-09-2000	DE	19908729 A1		07-09-2000
			WO	0052317 A1		08-09-2000
			DE	59907944 D1		15-01-2004
			EP	1075593 A1		14-02-2001
			JP	2002538366 A		12-11-2002
			US	6505603 B1		14-01-2003
EP 1052391	A	15-11-2000	JP	2000320333 A		21-11-2000
			JP	2001003771 A		09-01-2001
			EP	1052391 A2		15-11-2000
			US	6267097 B1		31-07-2001
EP 0539921	A	05-05-1993	JP	2917617 B2		12-07-1999
			JP	5118245 A		14-05-1993
			DE	69207553 D1		22-02-1996
			DE	69207553 T2		05-06-1996
			EP	0539921 A2		05-05-1993
			US	5313920 A		24-05-1994